

МЕХАНИЗМ ГЕРМЕТИЗАЦИИ И РАСЧЕТ РАДИАЛЬНЫХ САЛЬНИКОВ

MECHANISM OF SEALING ABILITY AND CALCULATION OF RADIAL STUFFING-BOX SEALS

ГАФТ Яков Зиновьевич, д.т.н., ген. директор,
«Гидромаш-Герм ЛТД», г. Москва, Россия,

МАРЦИНКОВСКИЙ Владимир Альбинович, д.т.н., профессор,
ЗАГОРУЛЬКО Андрей Васильевич, к.т.н., с.н.с.,
Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина.

Abstract. Detail experimental investigation of sealing process mechanism of stuffing-box seals have shown, what during work conditions of loading and contact pressures essentially change due to additional loading caused by sealing pressure. Under certain conditions sealing pressure may unload packing and reduce losses of power on friction.

On the basis of the experiment data the model of sealing process which takes into account both preliminary loading (mounting) and influence on packing of sealing pressure is offered. In result the adjusted, compatible to experience values of flow and losses of power on friction are received.

Основные обозначения

E -	модуль упругости набивки,
$F_{1,2}$ -	силы трения набивки по корпусу и по валу,
N -	мощность, теряемая на трение набивки по валу,
P -	давление уплотняемой жидкости,
R, r, r_m -	наружный, внутренний и средний радиусы пакета набивки,
b -	размер стороны квадратного сечения набивки,
$f_{1,2}$ -	коэффициенты трения набивки по корпусу и по валу,
h -	радиальный зазор на участке l_s ,
q -	расход через уплотнение,
k -	коэффициент бокового давления,
l -	длина пакета набивки,
l_s -	длина участка, на котором набивка оттесняется от вала,
l_c -	длина участка, на котором набивка контактирует с валом,

- n - число колец набивки,
 $p_{c,z} = \sigma_{y,z}$ - радиальные и осевые напряжения в произвольном осевом сечении набивки,
 p_{c1}, p_{z1} - радиальное (контактное) и осевое давления в сечении $z=l$,
 $z, \bar{z} = z/l$ - размерная и безразмерная осевые координаты,
 ε_y - относительная радиальная деформация набивки,
 μ - коэффициент динамической вязкости уплотняемой среды,
 ν - коэффициент Пуассона,
 ω - частота вращения ротора;
- верхние индексы:* (0) - соответствует параметрам, обусловленным предварительным (монтажным) сжатием набивки нажимной втулкой,
 (1) - относится к параметрам, соответствующим нагружению набивки давлением уплотняемой жидкости (без учета радиальных деформаций),
 (2) - относится к параметрам, соответствующим нагружению набивки давлением уплотняемой жидкости с учетом радиальных деформаций;
- нижние индексы:* c, s - обозначают соответственно контактное и гидростатическое давления, * отмечены величины на границе участка непосредственного контакта набивки с валом.

Вводные замечания

Надежность и экономичность насосного оборудования в большой мере определяются системами герметизации (уплотнениями) роторов: до 70% отказов происходит из-за выхода из строя уплотнений. Уплотнение вращающегося вала – самый уязвимый узел насоса. И это не удивительно, так как задача полного предотвращения протечек жидкости через неизбежный зазор между корпусом и вращающимся валом в принципе не имеет технически приемлемых решений.

Наиболее распространенным типом уплотнений роторов насосов до сих пор остаются сальниковые уплотнения. Обследования, проведенные Европейской ассоциацией производителей уплотнений (European Sealing Association), показали [1], что в 1997 году в странах Западной Европы от 55 до 85% насосов было укомплектовано сальниковыми уплотнениями. В странах СНГ этот показатель еще более высокий. По прогнозам лишь через 20 лет количество механических торцовых уплотнений может превысить количество сальников.

Широкое распространение радиальных сальниковых уплотнений обусловлено их относительной простотой и дешевизной. Немаловажное значение имеют и вековые традиции: примитивные сальниковые уплотнения в виде промасленной пеньки появились вскоре после изобретения колеса. Вместе с тем, традиционным конструкциям сальниковых уплотнений присущи органические недостатки: сравнительно большие утечки уплотняемой жидкости и ограниченный ресурс.

Утечки в виде тонкой, прерывистой струйки, при которых обычно работают сальники, составляют примерно 4 л/ч, т.е. более 30 м³/год. Учитывая количество эксплуатируемых насосов, которое только на Украине измеряется миллионами агрегатов, можно представить, сколько перекачиваемых продуктов теряется через уплотнения. Существенно и то, что многие из этих продуктов экологически опасны, и требуются большие затраты на их утилизацию и обезвреживание. Ограниченный ресурс уплотнения требует частых остановок насосов для замены набивки или защитных втулок. Простой насосного оборудования, затраты ручного труда на обслуживание и ремонт уплотнений, расход набивочных материалов (стоимость килограмма качественной безасбестовой набивки составляет 150-200 долларов США) приводят к дополнительным экономическим потерям.

С учетом того, что количество эксплуатируемых сальниковых уплотнений исчисляется миллионами, проблема повышения их надежности, герметичности и экономичности имеет большое значение для ресурсо- и энергосбережения, а также для охраны окружающей среды. По имеющимся оценкам [1] около 60% выбросов в атмосферу связано с протечками через уплотнения.

Таким образом, задача повышения технического уровня сальниковых уплотнений сохраняет свою актуальность. Решение этой задачи требует детального анализа гидромеханических процессов, происходящих в уплотнении. Лишь на этой основе можно преодолеть устоявшиеся стереотипы и создать новое поколение набивочных уплотнений, удовлетворяющих современным требованиям. В свою очередь, рабочий процесс в уплотнении определяется характеристиками вязкоупругой сальниковой набивки, обладающей сложными физико-механическими и химическими свойствами, зависящими от многих эксплуатационных факторов и изменяющимися во времени. Поэтому точное решение задачи расчета уплотнений пока что остается недостижимым. Во многом приходится довольствоваться уровнем правдоподобных рассуждений.

Механизм герметизации в радиальном сальниковом уплотнении

Основой предлагаемого анализа явились экспериментальные исследования механизма герметизации на специальных приборах, которые позволяли измерять важнейшие параметры. В частности, измерялось распределение давления жидкости в зазоре между набивкой и валом, контактное давление, распределение температуры, момент трения и усилие на крышке уплотнения в диапазоне давления герметизируемой жидкости до 2 МПа [2].

Исследования механизма герметизации уплотнения стандартной конструкции (рис.1) в случае, когда уплотняемое давление P больше давления p_{z1} , создаваемого нажимной втулкой при монтаже ($P > p_{z1}$), показали, что со стороны уплотняемой жидкости набивка оттесняется от дна 5

сальниковой коробки и от поверхности вала. По мере роста уплотняемого давления протяженность участка, на котором образуется зазор, увеличивается. Все большая часть давления дросселируется на внешних (со стороны нажимной втулки) кольцах пакета набивки. Температура вдоль пакета набивки нарастает по направлению протечек и достигает максимального значения под внешним кольцом уплотнителя. По мере роста давления жидкости градиент температуры увеличивается, причем под первым (внутренним) кольцом температура уменьшается, а под внешним кольцом растет. Увеличение длины пакета уплотнителя ведет к росту максимального значения температуры.

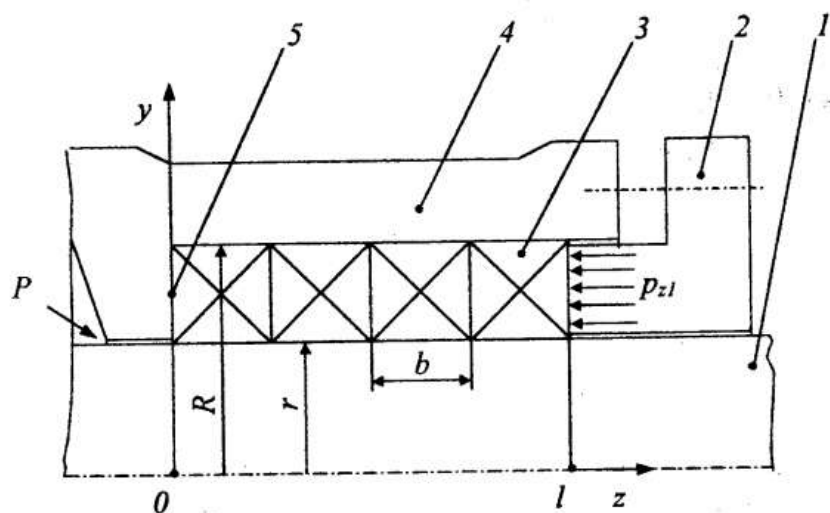


Рисунок 1 - Схема радиального сальникового уплотнения

На основании результатов экспериментальных исследований [2-4] уплотнение можно представить в виде двух последовательно расположенных участков. Первый (l_s)- кольцевой дроссель с переменным зазором, второй (l_c)- участок непосредственного контакта набивки с валом. Участок контакта выполняет основную роль герметизатора. Он образуется за счет сжатия набивки при монтаже и за счет ее радиальных и осевых деформаций давлением уплотняемой жидкости, действующим на внутреннюю торцовую поверхность и на цилиндрическую поверхность участка l_s . Протечки через участок контакта l_c подобны фильтрационному течению. Роль пористого тела играет система лабиринтных микроканалов, образуемых поверхностями вала и плетеной набивки.

Основные характеристики уплотнения: расход, потери мощности на трение и тепловое состояние определяются длиной участка непосредственного контакта набивки с валом и величиной контактного давления. Для их определения нужно решать задачу гидроупругости, т.е. совместно решать уравнения движения жидкости и уравнения напряженно-деформированного состояния вязкоупругой набивки.

Распределение гидростатического и контактного давления по длине пакета набивки

После предварительного сжатия набивки осевым давлением p_{z1} , создаваемым при монтаже нажимной втулкой 2, между набивкой и ограничивающими ее жесткими поверхностями вала 1 и корпуса 4 возникает контактное давление $p_c^{(0)} = \sigma_y^{(0)}$. Для его определения рассматривается условие равновесия элемента набивки в осевом направлении (рис.2, а):

$$\pi(R^2 - r^2)dp_z^{(0)} - 2\pi(Rf_1 + rf_2)p_c^{(0)}dz = 0.$$

При условии, что набивка ограничена жесткими цилиндрическими стенками и не имеет радиальных деформаций ($\varepsilon_y = 0$), радиальные напряжения связаны с осевыми коэффициентом бокового давления $k = \sigma_y/\sigma_z = \nu/(1-\nu)$, где ν - коэффициент Пуассона для материала набивки [5]. С учетом этой связи уравнение равновесия приводится к виду

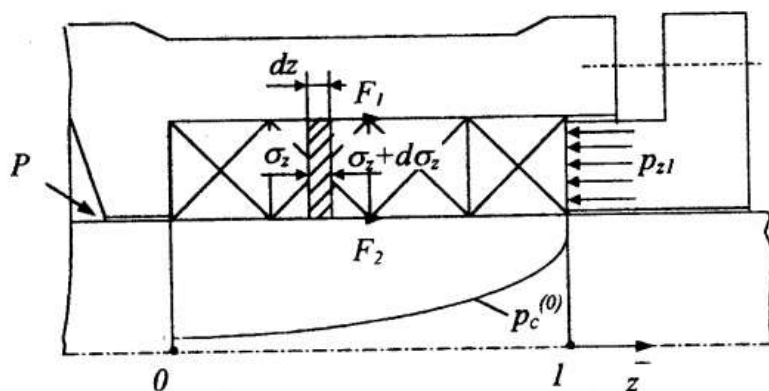
$$\frac{dp_z^{(0)}}{p_z^{(0)}} = kn \frac{R}{r_m} \left(f_1 + \frac{r}{R} f_2 \right) d\bar{z},$$

$n = l/b$ - число уплотнительных колец, $r_m = (R+r)/2$. После интегрирования при граничном условии $\bar{z} = 1, p_z^{(0)} = p_{z1}$, получим

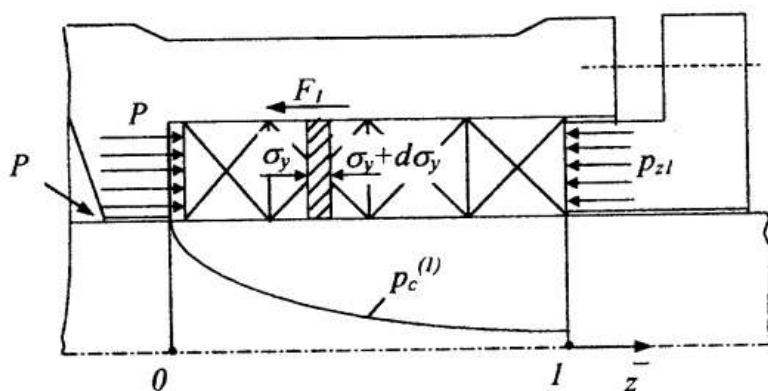
$$p_c^{(0)} = kp_{z1} e^{-a_0(1-\bar{z})}, \quad a_0 = \frac{R}{r_m} kn \left(f_1 + \frac{r}{R} f_2 \right), \quad (1)$$

Найденное контактное давление характеризует предварительное напряженное состояние набивки. Для области сравнительно больших уплотняемых давлений ($P > 0,5 \text{ МПа}$) требуются лишь минимальные усилия предварительной затяжки $p_{z1} \approx (0,2 - 0,3)P$, поскольку герметичность обеспечивается обжатием набивки изнутри уплотняемым давлением. Нажимная втулка выполняет, в основном, роль жесткого осевого упора.

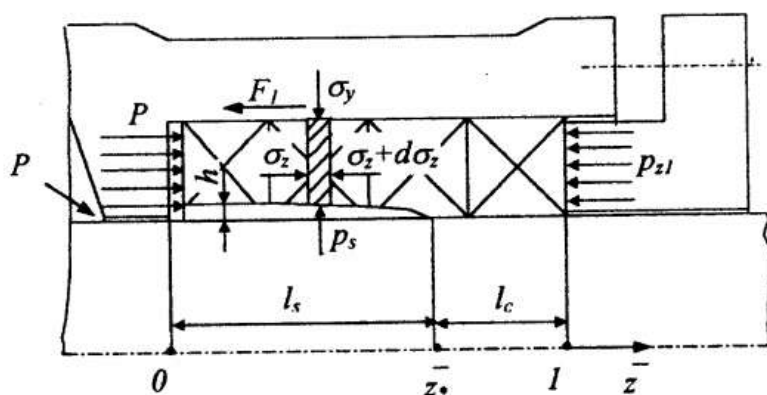
Во время работы насоса на внутренние кольца действует давление P уплотняемой среды. Если $P > p_{z1}$, то набивка оттесняется от вала и от дна сальниковой камеры. На некотором участке l , образуется малый зазор h , в котором протекающая жидкость находится под переменным по длине гидростатическим давлением p_s . В дальнейшем предполагается, что зазор возникает только между набивкой и валом, так как вращающийся и вибрирующий вал создает гидродинамические эффекты, способствующие образованию зазора. Между неподвижными набивкой и корпусом условия образования зазора менее благоприятны. Тем не менее, некоторые протечки возможны и по внешней цилиндрической поверхности набивки. Этот случай здесь не рассматривается.



a)



b)



c)

Рисунок 2 - Расчетные схемы:

a) – набивка под действием только внешней нагрузки;

b) – двусторонняя нагрузка, $\varepsilon_y=0$; c) – двусторонняя нагрузка, $\varepsilon_y \neq 0$.

Расчет напряженного состояния набивки под действием уплотняемого давления проведем в два этапа (последовательными приближениями). На первом этапе (рис.2, б) не будем учитывать малые радиальные деформации набивки. Наличие зазора частично учтем лишь тем, что силу трения F_2 набивки по валу будем считать равной нулю. При этих условиях уравнение осевого равновесия кольцевого элемента набивки толщиной dz принимает вид

$$\pi(R^2 - r^2)dp_z^{(1)} = -2\pi Rf_2kp_z^{(1)}dz.$$

Разделив переменные, получим

$$\frac{dp_z^{(1)}}{p_z^{(1)}} = -a_1 d\bar{z}, \quad a_1 = knf_1 \frac{R}{r_m}. \quad (2)$$

После интегрирования при условии $\bar{z} = 0, p_z^{(1)} = P$, найдем распределение осевых и радиальных напряжений по длине пакета набивки

$$p_z^{(1)} = Pe^{-a_1\bar{z}}, \quad p_c^{(1)} = kp_z^{(1)} = kPe^{-a_1\bar{z}}. \quad (3)$$

Нужно иметь в виду, что формула $k = \sigma_y/\sigma_z = \nu/(1-\nu)$ при отличных от нуля радиальных деформациях дает несколько завышенные значения коэффициента бокового давления.

На втором этапе учтем малые радиальные деформации набивки, возникающие под действием переменного по длине гидростатического давления (рис.2, с). Уравнение осевого равновесия

$$Ap_z^{(2)} - (A + dA)(p_z^{(2)} + dp_z^{(2)}) - F_1 = 0, \quad (4)$$

где

$$A = \pi[R^2 - (r + h)^2] \quad dA = -2\pi(r + h)dh, \quad F_1 = 2\pi Rf_1 p_c^{(2)} dz.$$

Из условия равновесия в радиальном направлении

$$2\pi R dz p_c^{(2)} = 2\pi r dz p_s, \quad p_c^{(2)} = p_s r/R.$$

Пренебрегая в уравнении (4) произведением дифференциалов, а также отношением h/r по сравнению с единицей, приведем уравнение равновесия к виду

$$\frac{dp_z^{(2)}}{p_z^{(2)}} = -a_2 d\bar{z}, \quad a_2 = -\frac{r}{r_m} \left(nf_1 \frac{p_s}{p_z^{(2)}} - \frac{1}{b} \frac{dh}{d\bar{z}} \right). \quad (5)$$

Осевое напряжение $p_z^{(2)}$, входящее в правую часть этого равенства, т.е. в выражение коэффициента a_2 , мало отличается от результатов расчета на первом этапе: $p_z^{(2)} \approx p_z^{(1)}$. Пользуясь этим приближением, после вычисления зазора и гидростатического давления из уравнения (5) можно найти второе приближение для распределения напряжений в набивке. В данной работе эта задача не ставится. Решим не менее важную для практи-

ки задачу определения границы \bar{z}_* участков зазора l_s и контакта l_c , а также радиальных напряжений на участке контакта.

Для решения поставленной задачи в первом приближении примем: $p_z^{(2)} \approx p_z^{(1)}$. Сравнивая (2) и (5) получим уравнение, из которого, найдем искомую координату \bar{z}_* .

Предварительно вычислим зазор и распределение давления жидкости в зазоре. В пределах малых деформаций опрессованную набивку можно считать линейно упругим материалом. Относительная радиальная деформация такой набивки с модулем упругости E , в которой уже есть начальные радиальные напряжения p_c , находится по формуле

$$\frac{h}{b} = \frac{p_s - p_c}{E}, \quad (6)$$

На границе участков $p_{s*} = p_{c*}$ и зазор равен нулю.

Контактное давление равно сумме $p_c = p_c^{(0)} + p_c^{(1)}$. Используя формулы (1) и (3), найдем

$$p_c = kP \left[e^{-a_1 \bar{z}} + \frac{P z l}{P} e^{-a_0 (l - \bar{z})} \right]. \quad (7)$$

Будем считать, что на участке контакта l_c величина p_c изменяется мало: $p_c = p_{c*} \cong \text{const.}$, поэтому производная от зазора

$$\frac{dh}{dz} = \frac{b}{E} \frac{dp_s}{dz}. \quad (8)$$

Для вычисления давления жидкости в зазоре воспользуемся формулой Хагена-Пуазейля и условием неразрывности потока для плоского канала длиной dz

$$q = -\frac{\pi h^3}{6\mu} \frac{dp_s}{dz} = \text{const.} \quad (9)$$

Таким образом, зазор и давление определяются совместным решением уравнения упругости (8) и уравнения гидромеханики (9), т.е. решением статической задачи гидроупругости.

Подставив значение зазора (6) в равенство (9), получим уравнение

$$q d\bar{z} = -\frac{\pi b^3}{6\mu l E^3} (p_s - p_c)^3 dp_s,$$

решение которого должно удовлетворять условиям $\bar{z} = \bar{z}_*$, $p_s = p_{c*}$; $\bar{z} = 0$, $p_s = P$. Интегрируя последнее уравнение по длине зазора, получим

$$q \bar{z} = -B \left[(p_s - p_c)^4 - (P - p_{c0})^4 \right] \quad q \bar{z}_* = B (P - p_{c*})^4, \quad (10)$$

где $B = \pi b^3 / 24 E^3 \mu l$.

Из второго равенства (10) можно выразить граничную координату \bar{z}_* .

через неизвестный пока расход:

$$\bar{z} = \frac{B}{q} (P - p_{c0})^4. \quad (11)$$

Из первого равенства (10) найдем распределение гидростатического давления по длине зазора и его градиент:

$$p_s = p_c + (P - p_{c0}) \left[1 - \frac{q}{B(P - p_{c0})^4} \bar{z} \right]^{1/4}, \quad (12)$$

$$\frac{dp_s}{dz} = -\frac{q}{4B} (P - p_{c0})^4 \left[1 - \frac{q}{B(P - p_{c0})^4} \bar{z} \right]^{-3/4},$$

а по формуле (8) - производную от зазора.

Отметим, что на границе участков $\bar{z} = \bar{z}_*$ градиент давления и производная от зазора (8) обращаются в нуль. На участке контакта течение имеет характер фильтрационного, поэтому в соответствии с законом Дарси давление жидкости линейно убывает по длине этого участка.

Протяженность зазора, расход и мощность трения

Воспользуемся принятым ранее соотношением между коэффициентами a_1 (2) и a_2 (5): $a_1 \approx a_2$. С учетом (3) и (12)

$$a_2 = \frac{r}{r_m} n f_1 \frac{p_s}{P} e^{a_1 \bar{z}} + \frac{r}{r_m} \frac{q}{4BE(P - p_{c0})^3} \left[1 - \frac{q}{B(P - p_{c0})^4} \bar{z} \right]^{-3/4}.$$

На границе участков (11)

$$a_{2*} = \frac{r}{r_m} n f_1 \frac{p_{s*}}{P} e^{a_1 \bar{z}_*}.$$

Из равенства $p_{s*} = p_{c*}$ с учетом (7)

$$a_{2*} = \frac{r}{r_m} k n f_1 \left[1 + \frac{P_{z1}}{P} e^{-a_0} e^{(a_0 + a_1) \bar{z}_*} \right].$$

Сравнивая a_{2*} с a_1 , окончательно получим

$$\bar{z}_* = \frac{l}{a_0 + a_1} \left[a_0 + \ln \left(\frac{b}{r} \frac{P}{P_{z1}} \right) \right]. \quad (13)$$

Из последней формулы вытекают условия, при которых зазор не образуется ($\bar{z}_* \leq 0$) и при которых он распространяется по всей длине пакета набивки ($\bar{z}_* \geq 1$):

$$-a_0 \geq \ln\left(\frac{b p_l}{r p_{z1}}\right), \quad \ln\left(\frac{b p_l}{r p_{z1}}\right) \geq a_1. \quad (14)$$

Длина участка зазора обращается в нуль, т.е. набивка контактирует с валом по всей длине пакета, если

$$\frac{p_{z1}}{P} = \frac{b}{r} e^{a_0}.$$

Зная длину зазора из формулы (11) можно вычислить расход через уплотнение

$$q = \frac{B}{z_* E^3} (p_l - p_{c*})^4, \quad (15)$$

а также мощность, затрачиваемую на преодоление трения на участке контакта

$$N = 2\pi\omega r^2 f_2 p_{c*} (1 - \bar{z}_*). \quad (16)$$

Контактное давление, входящее в формулы для расхода и мощности определяется выражением (7).

Как следует из формулы (15), расход через уплотнение пропорционален четвертой степени разности давлений $P - p_{c*}$ и обратно пропорционален кубу модуля упругости материала набивки. Поскольку контактное давление p_{c*} найдено приближенно, а модуль упругости зависит от типа и размеров пакета, от усилий предварительного обжатия, от свойств уплотняемой среды и температурного состояния узла, а также изменяется во времени из-за выгорания и вымывания пропитки, по формуле (15) можно получить лишь ориентировочные значения расхода. Более достоверные результаты дает формула (16) для вычисления потерь мощности на трение.

В качестве примера вычислим основные характеристики типовой конструкции сальникового уплотнения с параметрами: $R=5$ см, $r=4$ см, $b=1$ см, $n=4$, $f_1=0,1$, $f_2=0,05$, $\mu=6,7 \cdot 10^{-4}$ Н·с/м², $\nu=0,45$, $E=50$ МПа, $P=10^6$ Па, $p_{z1}=0,3P$, $\omega=300$ с⁻¹.

Вычисления по приведенным выше формулам дают: $a_0=0,51$,

$$a_1=0,364, \quad B=1,56 \cdot 10^{-27},$$

$$\ln(bP/rp_{z1}) = -0,18 > -a_0; \quad \bar{z}_* = 0,38, \quad p_{c*} = 0,89 p_l, \quad N = 3,33 \text{ кВт},$$

$$q = 6 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{с} = 2,16 \text{ л/ч}.$$

Графики изменения отдельных составляющих давления, показанные на рис.3, построены по численным значениям, полученным для рассмотренного примера. По известной формуле [5], учитывающей только внешнюю (монтажную) нагрузку, мощность трения получается в 2,6 раза большей.

Найденные расчетные значения близки к результатам экспериментов на уплотнениях с подобными параметрами. Уменьшение коэффициента Пуассона до $\nu=0,4$ приводит к двукратному увеличению расхода. Увели-

чение давления p_{z1} предварительного поджатия набивки ведет к увеличению контактного давления и к уменьшению расхода. Одновременно возрастают потери на трение.

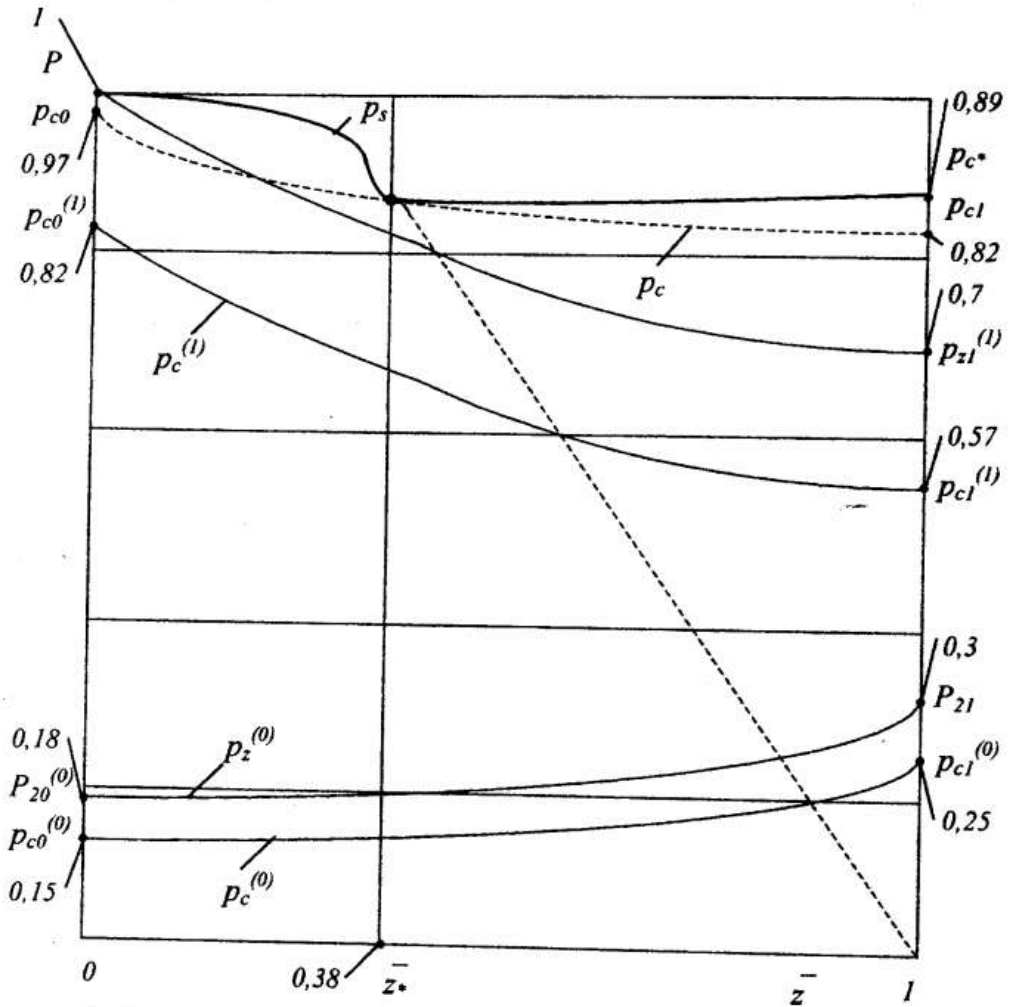


Рисунок 3 - Графики изменения отдельных составляющих давления

Заключение

Приведенный анализ относится к режимам, при которых есть участок с зазором между набивкой и валом. Случай, когда зазор распространяется на всю длину пакета набивки ($\bar{z} \leq 0$), не имеет практического значения, поскольку такому режиму присущи недопустимо большие расходы. В другом крайнем случае, когда набивка контактирует с валом по всей длине пакета ($\bar{z} \geq 1$), работа уплотнения сопровождается большими потерями на трение и большими температурами. В этом случае набивка работает под

действием внешней нагрузки $p_{z1} > P$, которая создает неравномерное по длине пакета контактное давление. Используемый в настоящее время метод расчета радиальных сальниковых уплотнений соответствует именно такому режиму внешнего нагружения.

Рассмотренную здесь задачу гидроупругости сальниковой набивки можно решать численными методами, в частности, методами конечных или граничных элементов. Такие методы не требуют тех грубых упрощений, которые использованы в данной работе. Однако точность результатов расчета определяется не только методом расчета, но, прежде всего, точностью исходных механических характеристик набивки, а также ее релаксационными свойствами. Учитывая большое разнообразие материалов, методов плетения, размеров, условий работы набивки, можно располагать лишь ориентировочными значениями таких важных параметров, как модуль упругости, коэффициенты Пуассона, бокового давления, теплопроводности.

Для повышения точности расчетов уплотнений, для прогнозирования и повышения их ресурса, перечисленные характеристики должны бы указываться производителями в сертификатах на поставляемые заказчикам набивки. Однако и при этом набивка остается лишь одним из элементов, наиболее важным, конечного изделия – сальникового уплотнения. В идеале нужно поставлять готовые, комплектные узлы уплотнений, конструкция которых, а также набивка, наиболее полно отвечают конкретным условиям эксплуатации.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Forsyth J., Hanzon M., Gawliński M., Świtalski P. *Pompy-Pompownie*. N11 (73), 1998, s. 44-46.
2. Гафт Я.З. Исследование рабочего процесса и разработка научных основ проектирования герметизаторов роторов насосов с вязко-упругой набивкой. Дисс. доктора техн. наук. Москва, 2000 г.
3. Denny D.F., Turnbull D.E. Sealing characteristics stuffing box for rotating shafts. *Proc. Inst. Mech. Eng.* Vol. 174, No 6, 1960, p. 271-291.
4. Шевченко С.С. Разработка и исследование новых конструкций сальниковых уплотнений насосного оборудования АЭС. Дисс. канд. техн. наук. Харьков, 1990.
5. Martsinkovski V., Gaft J., Gawlinsky M. *Contemporary Tendencies of Gland Packing Improvement*. / VIII-th International Conference "Seals and Sealing Technology in Machines and Devices". – Wrocław - Polanica Zdrój, 1998, pp. 151-165.